

PAT-NO: JP02000027945A  
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2000027945 A  
TITLE: DAMPER MECHANISM  
PUBN-DATE: January 25, 2000

## INVENTOR-INFORMATION:

NAME  
MIZUKAMI, YUJI

COUNTRY  
N/A

## ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME  
EXEDY CORP

COUNTRY  
N/A

APPL-NO: JP10198999  
APPL-DATE: July 14, 1998

INT-CL (IPC): F16F015/129, F16D013/64 , F16F015/123

## ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce the generation of vibration during running by a method wherein a relative twist angle between input and output rotors is sufficiently increased.

SOLUTION: A clutch disc assembly 1 comprises input output rotors 2 and 3; damper mechanisms 4 and 5; a friction mechanism 13; and a friction suppression mechanism (13). The damper mechanisms 4 and 5 contain a plurality of elastic members 7 and 8 peripherally compressed when the two members perform relative rotation between the two rotors 2 and 3. The damper mechanisms 4 and 5 are provided with a first stage region in twist characteristics

and a second stage region having rigidity higher than that of the first stage region. The friction mechanism 13 generates friction resistance at a twist characteristic second stage region. The friction suppression mechanism prevents the friction mechanism 13 from operation for twist vibration having torque lower than a given value in a twist characteristic second stage region. The maximum twist angles of the input and output rotors 2 and 3 exceed 20

COPYRIGHT: (C)2000,JPO

(19) 日本国特許庁 (J P)

## (12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2000-27945  
(P2000-27945A)

(43) 公開日 平成12年1月25日 (2000.1.25)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	ターム(参考)
F 1 6 F 15/129		F 1 6 F 15/129	C 3 J 0 5 6
F 1 6 D 13/64		F 1 6 D 13/64	H
F 1 6 F 15/123		F 1 6 F 15/123	A

審査請求 未請求 請求項の数14 O L (全 20 頁)

(21) 出願番号 特願平10-198999

(22) 出願日 平成10年7月14日 (1998.7.14)

(71) 出願人 000149033

株式会社エクセディ

大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号

(72) 発明者 水上 裕司

大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号

株式会社エクセディ内

(74) 代理人 100094145

弁理士 小野 由己男 (外1名)

Fターム(参考) 3J056 AA58 AA62 BA03 BB16 BE27

CB14 CX02 CX12 CX23 CX27

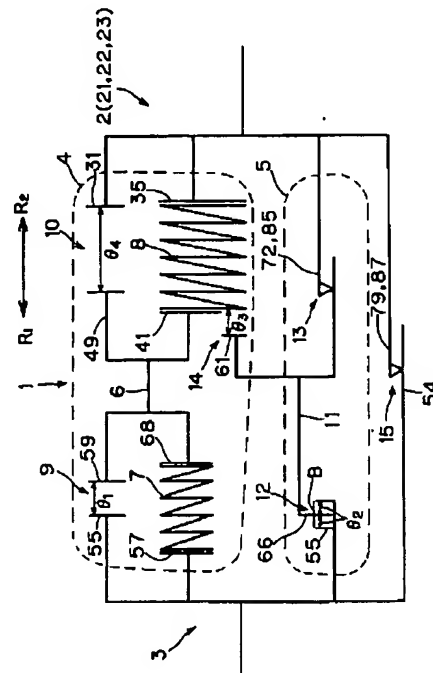
CX38 CX44 CX62 GA02 GA11

(54) 【発明の名称】 ダンパー機構

(57) 【要約】

【課題】 ダンパー機構において、入力回転体と出力回転体との相対振り角度を十分に広くすることにより、走行時振動を低減させる。

【解決手段】 クラッチディスク組立体1は、入力回転体2と出力回転体3とダンパー機構4、5と摩擦機構13と摩擦抑制機構とを備えている。ダンパー機構4、5は、両回転体2、3の間に両部材が相対回転するときに円周方向に圧縮される複数の弾性部材7、8を含んでいる。ダンパー機構4、5は、振り特性において1段目領域と1段目領域より剛性の高い2段目領域とを有している。摩擦機構13は振り特性2段目領域において摩擦抵抗を発生可能である。摩擦抑制機構は、振り特性2段目領域において所定トルク以下の振り振動に対しては摩擦機構13を作動させない。入力回転体2と出力回転体3の最大振り角度は20度以上である。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】窓孔が形成された第1回転板と、

前記第1回転板の第1軸方向側に同心に配置され、前記窓孔に対応する第1支持部を有する第2回転板と、  
前記第1回転板の第2軸方向側に同心に配置され、前記窓孔に対応する第2支持部を有する第3回転板と、  
前記第2回転板と前記第3回転板の外周部同士を固定するように軸方向延び、主面が半径方向に向く板状連結部と、

前記窓孔、前記第1及び第2支持部内に配置され、前記第1回転板と前記第2及び第3回転板とを円周方向に弾性的に連結し、前記第1回転板と前記第2及び第3回転板とが相対回転すると前記窓孔と前記第1及び第2支持部との間で圧縮される第1弾性部材と、

前記第1回転板の内周側に配置されたハブと、

前記第1回転板と前記ハブとを円周方向に弾性的に連結する、前記第1弾性部材より剛性が低い第2弾性部材と、

前記第1弾性部材が圧縮される捩じり特性2段目領域において摩擦抵抗を発生する摩擦機構と、

前記捩じり特性2段目領域において所定以下トルクの捩じり振動に対しては前記摩擦機構を作動させない摩擦抑制機構とを備え、

前記第1回転部材の外周縁には前記板状連結部に対して円周方向に当接可能なストッパ部が形成されている、ダンパー機構。

【請求項2】前記板状連結部の半径方向位置は、前記窓孔の半径方向位置より半径方向外側にある、請求項1に記載のダンパー機構。

【請求項3】第1回転体と、

前記第1回転体に対して相対回転可能に配置された第2回転体と、

前記第1回転体と前記第2回転体との間に両部材が相対回転するときに円周方向に圧縮される複数の弾性部材を含み、捩じり特性において1段目領域と前記1段目領域より剛性の高い2段目領域とを有するダンパー機構と、  
前記捩じり特性2段目領域において摩擦抵抗を発生可能な摩擦機構と、

前記捩じり特性2段目領域において所定トルク以下の捩じり振動に対しては前記摩擦機構を作動させない摩擦抑制機構とを備え、

前記第1回転体と前記第2回転体の最大捩じり角度は20度以上である、ダンパー機構。

【請求項4】前記第1回転体と前記第2回転体の最大捩じり角度は30度以上である、請求項3に記載のダンパー機構。

【請求項5】前記第1回転体と前記第2回転体の最大捩じり角度は40度以上である、請求項4に記載のダンパー機構。

【請求項6】第1回転体と、

前記第1回転体に対して相対回転可能に配置された第2回転体と、

前記第1回転体と前記第2回転体との間に両部材が相対回転するときに円周方向に圧縮される複数の弾性部材を含み、捩じり特性において1段目領域と前記1段目領域より剛性の高い2段目領域とを有するダンパー機構と、  
前記捩じり特性2段目領域において摩擦抵抗を発生可能な摩擦機構と、

前記捩じり特性2段目領域において所定トルク以下の捩じり振動に対しては前記摩擦機構を作動させない摩擦抑制機構とを備え、

前記捩じり特性2段目領域における捩じり剛性は $1.5 \text{ kgf} \cdot \text{m}/^\circ$ 以下である、ダンパー機構。

【請求項7】前記捩じり特性2段目領域における捩じり剛性は $1.0 \text{ kgf} \cdot \text{m}/^\circ$ 以下である、請求項6に記載のダンパー機構。

【請求項8】前記捩じり特性2段目領域における捩じり剛性は $0.6 \sim 0.8 \text{ kgf} \cdot \text{m}/^\circ$ の範囲にある、請求項7に記載のダンパー機構。

【請求項9】前記捩じり特性2段目領域において所定トルク以下の捩じり振動が入力して前記摩擦抑制機構が前記摩擦機構を作動させないときの摩擦抵抗の大きさAとし、前記摩擦抑制機構が作動している時の摩擦抵抗の大きさBとすると、 $A/B$ は0.15以下である、請求項1～8のいずれかに記載のダンパー機構。

【請求項10】前記 $A/B$ は0.10以下である、請求項9に記載のダンパー機構。

【請求項11】前記 $A/B$ は $0.03 \sim 0.05$ の範囲にある、請求項10に記載のダンパー機構。

【請求項12】前記摩擦抑制機構が前記摩擦機構を作動させていないときのヒステリシストルクの大きさは $0.20 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ 以下である、請求項1～11のいずれかに記載のダンパー機構。

【請求項13】前記ヒステリシストルクの大きさは $0.10 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ 以下である、請求項12に記載のダンパー機構。

【請求項14】前記ヒステリシストルクの大きさは $0.04 \sim 0.08 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ の範囲にある、請求項13に記載のダンパー機構。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明や、ダンパー機構、特に、トルクを伝達するとともに捩じり振動を減衰するためのダンパー機構に関する。

【0002】

【従来の技術】車両のクラッチに用いられるクラッチディスク組立体、一般に、クラッチ機能とダンパー機能とを有している。クラッチ機能とは、フライホイールに連結・切断される機能である。ダンパー機能はフライホイールから入力される捩じり振動を吸収・減衰するための機能

である。

【0003】クラッチディスク組立は、互いに対向して配置された一対の入力側プレートと、外周にフランジを一体に有する出力側ハブと、両部材を円周方向に弾性的に連結するコイルスプリングとを備えている。このコイルスプリングによりダンパー機能が実現されている。一対の入力側プレート同士は、外周側で複数のストップピンにより互いに固定され、それにより一体回転するようになっている。ストップピンはフランジの外周縁に形成された切欠き内に挿入されている。一対の入力側プレートとフランジとは所定角度範囲内で相対回転可能であるが、ストップピンが切欠きの円周方向端部に当接すると両者の相対回転が停止する。以上で説明したように、ストップピンは一対の入力側プレート同士を互いに連結するとともにフランジとの間でストッパ機能を実現している。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】ストップピンは一定の径を必要とする部材であり、ストップピンは一対の入力側プレートの外周縁からさらに半径方向内側に配置しなければならない。これらの条件により、ストップピンを用いる場合は一対の入力側プレートとフランジとの相対振り角度を十分に広くできない。このことは、高強度のコイルスプリングを用いたとしても、十分な相対振り角度が得られないためコイルスプリングの能力を最大限利用できないことを意味している。また、走行時における駆動系歯打ち音及びこもり音の低減を図るためには、加減速トルク域の振り剛性を極力下げ、駆動系振り共振周波数をエンジンの実用回転域より低く設定する必要がある。このように低振り剛性を実現すると共に高ストップトルクを得るためには、低振り角度を広く確保する必要がある。

【0005】本発明の目的は、ダンパー機構において、入力回転体と出力回転体との相対振り角度を十分に広くすることにより、走行時振動を低減させることにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】請求項1に記載のダンパー機構は、第1回転板と第2回転板と第3回転板と板状連結部と第1弾性部材とハブと第2弾性部材と摩擦機構と摩擦抑制機構とを備えている。第1回転板は窓孔が形成されている。第2回転板は、第1回転板の第1軸方向側に同心に配置され、窓孔に対応する第1支持部を有する。第3回転板は、第1回転板の第2次方向側に同心に配置され、窓孔に対応する第2支持部を有する。板状連結部は、第2回転板と第3回転板の外周部同士を固定するように軸方向に延び、主面が半径方向に向いている。第1弾性部材は、窓孔、第1及び第2支持部内に配置され、第1回転板と第2及び第3回転板とを円周方向に弾性的に連結している。第1弾性部材は、第1回転板と第

2及び第3回転板とが相対回転すると窓孔と第1及び第2支持部との間で圧縮される。ハブは第1回転板の内周側に配置されている。第2弾性部材は第1回転板とハブとを円周方向に弾性的に連結する。第2弾性部材は第1弾性部材より剛性が低い。摩擦機構は第1弾性部材が圧縮される振り特性2段目領域において摩擦抵抗を発生する。摩擦抑制機構は振り特性2段目領域において所定以下のトルクの振り振動に対しては摩擦機構を作動させない。第1回転部材の外周縁には板状連結部に対して円周方向に当接可能なストッパ部が形成されている。

【0007】請求項1に記載のダンパー機構では、従来のストップピンを廃止し、板状連結部によって第2回転板と第3回転板とを連結するとともに第1回転板と第2及び第3回転板の相対振り角度を制限している。板状連結部は従来のストップピンに比べて半径方向長さが短いため、各回転板の最外周部分に配置することが可能である。この結果、ストッパ機構の振り角度が窓孔等によって狭められることがなく、十分に広くできる。このように最大振り角度を広くできることにより、振り特性の2段目領域における振り剛性を大幅に低くできる。この結果、駆動系振り共振周波数をエンジンの実用回転域より低くすることができる。さらに、このダンパー機構では、振り特性2段目領域において所定トルク以下の振り振動が入力された際には摩擦抑制機構によって摩擦機構が作動させられず、大きな摩擦抵抗が生じない。この結果、走行時における駆動系歯打ち音及びこもり音が大幅に低減される。

【0008】請求項2に記載のダンパー機構は、請求項1において、板状連結部の半径方向位置は、窓孔の半径方向位置より半径方向外側にある。このため、ダンパー機構の振り角度を広くできるとともに第1弾性部材の円周方向長さを大きく確保できる。この結果、広振り角度・低剛性の特性が実現できる。請求項3に記載のダンパー機構は、第1回転体と第2回転体とダンパー機構と摩擦機構と摩擦抑制機構とを備えている。第2回転体は第1回転体に対して相対回転可能に配置されている。ダンパー機構は、第1回転体と第2回転体との間に両部材が相対回転するときに円周方向に圧縮される複数の弾性部材を含んでいる。ダンパー機構は、振り特性において1段目領域と1段目領域より剛性の高い2段目領域とを有している。摩擦機構は振り特性2段目領域において摩擦抵抗を発生可能である。摩擦抑制機構は、振り特性2段目領域において所定トルク以下の振り振動に対しては摩擦機構を作動させない。第1回転体と第2回転体の最大振り角度は20度以上である。

【0009】請求項3に記載のダンパー機構では、第1回転体と第2回転体の最大振り角度が20度以上ある。従来に比べて大幅に振り角度が広がっている。この結果、振り特性2段目領域の振り剛性が従来に比べて低減している。さらに、振り特性2段目領域に

において所定トルク以下の振り振動に対して摩擦抑制機構が摩擦機構を作動させないため、大きな摩擦抵抗が発生しない。以上の結果、走行時歯打ち音やこもり音が従来に比べて大幅に低減される。

【0010】請求項4に記載のダンパー機構では、請求項3において、第1回転体と第2回転体の最大振り角度は30度以上である。請求項5に記載のダンパー機構では、請求項4において、第1回転体と第2回転体の最大振り角度は40度以上である。請求項6に記載のダンパー機構は、第1回転体と第2回転体とダンパー機構と摩擦機構と摩擦抑制機構とを備えている。第2回転体は第1回転体に対して相対回転可能に配置されている。ダンパー機構は、第1回転体と第2回転体との間に両部材が相対回転するときに円周方向に圧縮される複数の弾性部材を含んでいる。ダンパー機構は、振り特性において1段目領域と1段目領域より剛性の高い2段目領域とを有している。摩擦機構は振り特性2段目領域において摩擦抵抗が発生可能である。摩擦抑制機構は、振り特性2段目領域において所定トルク以下の振り振動に対しては摩擦機構を作動させない。振り特性2段目領域における振り剛性は $1.5 \text{ kgf} \cdot \text{m}/^\circ$ 以下である。

【0011】請求項6に記載のダンパー機構では、振り特性2段目領域における振り剛性が $1.5 \text{ kgf} \cdot \text{m}/^\circ$ 以下であり、従来に比べて大幅に低くなっている。このような低剛性が実現された振り特性2段目領域において所定トルク以下の振り振動に対しては摩擦抑制機構が摩擦機構を作動させず大きな摩擦抵抗が発生させない。この結果、走行時の歯打ち音やこもり音が発生しにくい。

【0012】請求項7に記載のダンパー機構では、請求項6において、振り特性2段目領域における振り剛性は $1.0 \text{ kgf} \cdot \text{m}/^\circ$ 以下である。請求項8に記載のダンパー機構では、請求項7において、振り特性2段目領域における振り剛性は $0.6 \sim 0.8 \text{ kgf} \cdot \text{m}/^\circ$ の範囲にある。請求項9に記載のダンパー機構では、請求項1～8のいずれかにおいて、振り特性2段目領域において所定トルク以下の振り振動が入力されて摩擦抑制機構が摩擦機構を作動させないときの摩擦抵抗の大きさをAとして摩擦抑制機構が作動しているときの摩擦抵抗の大きさをBとすると、比 $A/B$ は $0.15$ 以下である。

【0013】請求項9に記載のダンパー機構では、振り特性2段目領域において摩擦機構が発生する摩擦抵抗の大きさAに対して摩擦抑制機構が摩擦機構を作動させていないときの摩擦抵抗の大きさBが従来に比べて大幅に小さいため、走行時の歯打ち音やこもり音が発生しにくい。請求項10に記載のダンパー機構では、請求項9において、比 $A/B$ は $0.15$ 以下である。

【0014】請求項11に記載のダンパー機構では、請

求項10において、比 $A/B$ は $0.03 \sim 0.05$ の範囲にある。請求項12に記載のダンパー機構では、請求項1～11のいずれかにおいて、摩擦抑制機構が摩擦機構を作動させていないときのヒステリシストルクの大きさは $0.20 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ 以下である。

【0015】請求項12に記載のダンパー機構では、振り特性2段目領域において所定トルク以下の振り振動が入力されて摩擦抑制機構が摩擦機構を作動させていないときのヒステリシストルクの大きさが従来に比べて大幅に小さいため、走行時の歯打ち音やこもり音が従来に比べて大幅に低減されている。請求項13に記載のダンパー機構では、請求項12において、ヒステリシストルクの大きさは $0.10 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ 以下である。

【0016】請求項14に記載のダンパー機構では、請求項13において、ヒステリシストルクの大きさは $0.04 \sim 0.08 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ の範囲にある。

【0017】

【発明の実施の形態】図1に本発明の一実施形態のクラッチディスク組立1の断面図を示し、図2にその平面図を示す。クラッチディスク組立1は、車輛のクラッチ装置に用いられる動力伝達装置であり、クラッチ機能とダンパー機能とを有している。クラッチ機能とはフライホイール（図示せず）に連結及び離反することによってトルクの伝達及び遮断をする機能である。ダンパー機能とは、バネ等によりフライホイール側から入力されるトルク変動等を吸収・減衰する機能である。図1においてO-Oがクラッチディスク組立1の回転軸すなわち回転中心線である。また、図1の左側にエンジン及びフライホイール（図示せず）が配置され、図1の右側にトランスミッション（図示せず）が配置されている。さらに、図2のR1側がクラッチディスク組立1の回転方向（正側）であり、R2側からその反対方向（負側）である。

【0018】クラッチディスク組立1は、主に、入力回転体2（クラッチプレート21、リテーニングプレート22、クラッチディスク23）と、出力回転体3（ハブ）と、入力回転体2と出力回転体3との間に配置されたダンパー機構とから構成されている。ダンパー機構は、第1バネ7、第2バネ8及び摩擦機構13などを含んでいる。

【0019】入力回転体2はフライホイール（図示せず）からのトルクが入力される部材である。入力回転体2は、主に、クラッチプレート21と、リテーニングプレート22と、クラッチディスク23とから構成されている。クラッチプレート21とリテーニングプレート22は共に板金製の円板状又は環状の部材であり、軸方向に所定の間隔を空けて配置されている。クラッチプレート21はエンジン側に配置され、リテーニングプレート22はトランスミッション側に配置されている。クラッチプレート21とリテーニングプレート22は後述する

板状連結部31により互いに固定され、その結果軸方向の間隔が定められるとともに一体回転するようになっている。

【0020】クラッチディスク23は、図示しないフライホイールに押し付けられる部分である。クラッチディスク23は、クッシュニングプレート24と、第1及び第2摩擦フェーシング25とから主に構成されている。クッシュニングプレート24は、環状部24aと、環状部24aの外周側に設けられ回転方向に並ぶ複数のクッシュニング部24bと、環状部24aから半径方向内側に延びる複数の連結部24cとから構成されている。連結部24cは4カ所に形成され、各々がリベット27（後述）によりクラッチプレート21に固定されている。クッシュニングプレート24の各クッシュニング部24bの両面には、摩擦フェーシング25がリベット26により固定されている。

【0021】クラッチプレート21及びリテーニングプレート22の外周部には、回転方向に等間隔で4つの窓孔35がそれぞれ形成されている。各窓孔35には、内周側と外周側にそれぞれ切り起こし部35a、35bが形成されている。この切り起こし部35a、35bは後述の第2バネ8の軸方向及び半径方向への移動を規制するためのものである。また、窓孔35には、第2バネ8の端部に当接又は近接する当接面36が円周方向両端に形成されている。

【0022】クラッチプレート21及びリテーニングプレート22には、それぞれ中心孔37（内周縁）が形成されている。この中心孔37内には出力回転体3としてのスプラインハブが配置されている。出力回転体3は、軸方向に延びる筒状のボス52と、ボス52から半径方向に延びるフランジ54とから構成されている。ボス52の内周部には、図示しないトランスミッション側から延びるシャフトに係合するスプライン孔53が形成されている。フランジ54には回転方向に並んだ複数の外周歯55及び後述の第1バネ7を収容するための切欠き56等が形成されている。切欠き56は半径方向に対向する2カ所に形成されている。

【0023】分離フランジ6は、出力回転体3の外周側で、かつ、クラッチプレート21とリテーニングプレート22との間に配置された円板状の部材である。分離フランジ6は、第1バネ7を介して出力回転体3と回転方向に弾性的に連結され、さらには第2バネ8を介して入力回転体2に弾性的に連結されている。図5に詳細に示すように、分離フランジ6の内周縁には複数の内周歯59が形成されている。内周歯59は、前述の外周歯55の間に配置され、回転方向に所定の間隔を空けて配置されている。外周歯55と内周歯59とは回転方向に互いに当接可能である。すなわち、外周歯55と内周歯59とにより出力回転体3と分離フランジ6との振じり角度を規制するための第1ストッパー9が形成されている。

外周歯55とその円周方向両側の内周歯59との間にはそれぞれ第1振じり角度 $\theta 1$ が確保されている。外周歯55から見てR1側の内周歯59との間の第1振じり角度 $\theta 1$ は約 $2^\circ$ であり、外周歯55から見てR2側の内周歯59との間の第1振じり角度 $\theta 1$ は約 $5^\circ$ である。

【0024】さらに、分離フランジ6の内周縁には、フランジ54の切欠き56に対応して切欠き67が形成されている。切欠き56、67内には、それぞれ1つずつ合計2つの第1バネ7が配置されている。第1バネ7は低剛性のコイルスプリングであり、2つの第1バネ7は並列に作用する。第1バネ7は円周方向両端においてスプリングシートを介して切欠き56、67の円周方向両端57、68に係合している。以上の構造によって、出力回転体3と分離フランジ6とが相対回転する際には第1振じり角度 $\theta 1$ の範囲内で第1バネ7が回転方向に圧縮される。

【0025】分離フランジ6には回転方向に等間隔で4つの窓孔41が形成されている。窓孔41は回転方向に長く延びる形状である。窓孔41の縁は、円周方向両側の当接部44と、外周側の外周部45と、内周側の内周部46とから構成されている。外周部45は連続して形成されており窓孔41の外周側を閉じている。なお、窓孔41の外周側は一部が半径方向外方に開いた形状であってもよい。分離フランジ6において各窓孔41の円周方向間には切欠き42が形成されている。切欠き42は半径方向内側から外側に向かって円周方向長さが長くなる扇形状であり、円周方向両側に縁面43が形成されている。

【0026】各窓孔41が形成された部分の半径方向外側には、突起49が形成されている。すなわち突起49は分離フランジ6の外周縁48からさらに半径方向外側に延びる突起形状である。突起49は、回転方向に長く延びており、ストッパー面50（ストッパー部）が形成されている。突起49は、窓孔41に比べて円周方向の幅が短く、ほぼその円周方向中間位置に形成されている。すなわち、突起49のストッパー面50は、切欠き42の縁面43より窓孔41に対してさらに円周方向内側に配置されており、窓孔41の当接部44よりさらに円周方向内側に配置されている。なお、突起49は円周方向両端にストッパー面が形成されていればそれでよく、必ずしも円周方向中間部分を必要としない。すなわち、突起は両側ストッパー面を形成するために円周方向2カ所に設けられた形状であっても良い。

【0027】前述した分離フランジ6の構造について他の表現を用いて再度説明する。分離フランジ6は内周側に環状部を有しており環状部から半径方向外方に突出する複数の突出部47を有している。各突出部47はこの実施形態では回転方向に等間隔で4つ形成されている。突出部47は回転方向に長く形成されており、その内部に前述の窓孔41が形成されている。窓孔41は突出部

47においてその面積の70%以上を占めており、突出部47にわたって形成されている。

【0028】さらに突出部47を他の表現で説明すると、突出部47は、半径方向に延びる2つの円周方向両側窓枠部91と、円周方向両側窓枠部91の半径方向外側端同士を連結する外周側窓枠部92とから構成されている。円周方向両側窓枠部91の円周方向内側は当接部44となり、円周方向外側は縁面43となっている。外周側窓枠部92の半径方向内側は外周部45となっており、半径方向外側は外周縁48となっている。外周縁48には前述の突起49が形成されている。なお、前述の切欠き42は回転方向に隣接する突出部47の円周方向両端窓枠部91間の空間である。

【0029】第2バネ8はクラッチディスク組立体1のダンパー機構に用いられる弾性部材すなわちバネである。各第2バネ8は、同心に配置された1対のコイルスプリングから構成されている。各第2バネ8は各第1バネ7に比べて大型であり、バネ定数が大きい。第2バネ8は各窓孔41、35内に収容されている。第2バネ8は回転方向に長く延びており、窓孔41全体にわたって配置されている。すなわち第2バネ8の円周方向角度は後述の窓孔41の円周方向角度 $\theta B$ とほぼ等しい。第2バネ8の円周方向両端は、窓孔41の当接部44と当接面36とに当接又は近接している。プレート21、22のトルクは第2バネ8を介して分離フランジ6に伝達され得る。プレート21、22と分離フランジ6とが相対回転すると、第2バネ8は両者の間で圧縮される。具体的には、第2バネ8は当接面36とその円周方向反対側の当接部44との間で回転方向に圧縮される。このとき4つの第2バネ8は並列に作用している。なお、自由状態（分離フランジ6とプレート21、22の間で振じりが生じていない状態）では、第2バネ8の円周方向両端の半径方向内側部は当接部44に当接又は近接しているが、円周方向両端部の半径方向外側部は当接部44から僅かに離れている。

【0030】リテーニングプレート22の外周縁には、回転方向に等間隔で4カ所に板状連結部31が形成されている。板状連結部31は、クラッチプレート21とリテーニングプレート22とを互いに連結するものであり、さらに後述するようにクラッチディスク組立体1のストッパーの一部を構成している。板状連結部31は、リテーニングプレート22から一体に形成された板状部材であり、回転方向に所定の幅を有している。板状連結部31は、各窓孔41の円周方向間すなわち切欠き42に対応して配置されている。板状連結部31は、リテーニングプレート22の外周縁から軸方向に延びるストッパー部32と、ストッパー部32の端部から半径方向内側に延びる固定部33とから構成されている。ストッパー部32はリテーニングプレート22の外周縁からクラッチプレート21側に延びている。固定部33は、スト

ッパー部32の端部から半径方向内側に折り曲げられている。以上に述べた板状連結部31はリテーニングプレート22と一体の部分であり、厚みはリテーニングプレート22とほぼ同じである。そのため、ストッパー部32は半径方向にはリテーニングプレート22の板厚に相当する幅のみを有している。ストッパー部32は円周方向両側にストッパー面51を有している。固定部33の半径方向位置は窓孔41の外周側部分に対応しており、円周方向位置は回転方向に隣接する窓孔41の間である。この結果、固定部33は分離フランジ6の切欠き42に対応して配置されている。切欠き42は固定部33より大きく形成されており、このため組立時にリテーニングプレート22をクラッチプレート21に対して軸方向に移動させたときには固定部33は切欠き42を通過して移動可能である。固定部33はクッションングプレート24の連結部24cに平行にかつトランスミッション側から当接している。固定部33には孔33aが形成されており、孔33a内には前述のリベット27が挿入されている。リベット27は、固定部33とクラッチプレート21とクッションングプレート24とを一体に連結している。さらに、リテーニングプレート22において固定部33に対応する位置にはかしめ用孔34が形成されている。

【0031】次に、板状連結部31のストッパー部32と突起49とからなる第2ストッパー10について説明する。第2ストッパー10は分離フランジ6と入力回転体2との間で振じり角度 $\theta 4$ までの領域で両部材の相対回転を許容し、振じり角度が $\theta 4$ になると両部材の相対回転を規制するための機構である。なお、この振じり角度 $\theta 4$ の間で第2バネ8は分離フランジ6と入力回転体2との間で圧縮される。

【0032】板状連結部31は、平面視において、円周方向位置は窓孔41の円周方向間、切欠き42内、突起49の円周方向間にある。また、板状連結部31のストッパー面51の半径方向位置は、分離フランジ6の外周縁48よりさらに半径方向外側にある。すなわち、ストッパー部32と突起49とは半径方向位置がほぼ同じである。このため、ストッパー部32と突起49は分離フランジ6とプレート21、22との振じり角度が大きくなると互いに当接可能である。ストッパー部32のストッパー面51と突起49のストッパー面50とが互いに当接した状態では、ストッパー部32は分離フランジ6の突出部47すなわち窓孔41の半径方向外側に位置している。すなわち、ストッパー部32が突出部47及び窓孔41よりさらに円周方向内側に入り込むことが可能になっている。

【0033】以上に述べた第2ストッパー10の利点について説明する。ストッパー部32は板状であるため、従来のストップピンに比べて円周方向角度を短くできる。また、ストッパー部32は従来のストップピンに比



## 11

べて半径方向長さが大幅に短くなっている。すなわちストッパ部32の半径方向長さはプレート21、22の板の厚みと同じだけである。このことは、第2ストッパ部10の実質的な半径方向長さはプレート21、22の板厚に相当する短い部分に限定されていることを意味する。

【0034】ストッパ部32はプレート21、22の外周縁部分すなわち最外周位置に配置されており、ストッパ部32の半径方向位置は突出部47特に窓孔41の外周縁48の半径方向位置よりさらに半径方向外側である。このようにストッパ部32が窓孔45から半径方向に異なる位置にあるため、ストッパ部32と窓孔41とが回転方向に互いに干渉しない。この結果、第2バネ8によるダンパー機構の最大振り角度と第2バネ8の振り角度を共に大きくできる。ストッパ部が窓孔と同じ半径方向位置にある場合には、第2バネによるダンパー機構の振り角度と窓孔の円周方向角度とは互いに干渉し合い、ダンパー機構の広角化とバネの低剛性化を実現できない。

【0035】特に、第2ストッパ部10の半径方向長さが従来のストップピンに比べて大幅に短いため、第2ストッパ部10を窓孔41の半径方向外側に設けても、プレート21、22の外径は極端に大きくならない。また、窓孔41の半径方向長さが極端に短くなることはない。中間プレート11は、出力回転体3の外周側において、クラッチプレート21と分離フランジ6との間、及び分離フランジ6とリテーニングプレート22の間とに配置された1対のプレート部材である。中間プレート11は円板状又は環状のプレート部材であり、入力回転体2と出力回転体3との間でダンパー機構の一部を構成する部材である。中間プレート11の内周縁には複数の内周歯66が形成されている。内周歯66は分離フランジ6の内周歯59と軸方向に重なるように配置されている。内周歯66は、出力回転体3（ハブ）の外周歯55と回転方向に所定の隙間を空けて配置されている。すなわち、この隙間の範囲内で出力回転体3と中間プレート11とは相対回転可能となっている。外周歯55と内周歯59とにより、出力回転体3と中間プレート11との相対回転角度を規制する第3ストッパ部12が形成されている。より具体的には、図5に示すように、外周歯55から見て円周方向両側の内周歯66との間にはそれぞれ第2振り角度 $\theta_2$ だけの隙間が確保されている。この実施形態では第2振り角度 $\theta_2$ は共に等しく、約2°となっている。第2振り角度 $\theta_2$ の大きさは第1振り角度 $\theta_1$ 以下である。この比較は円周方向の同じ側の各角度同士で行っている。

【0036】中間プレート11には、それぞれ半径方向外側に突出する係合部61が形成されている。各係合部61は分離フランジ6の窓孔45の間に配置されている。係合部61は窓孔41の半径方向中間位置付近まで

## 12

延びている。係合部61は半径方向内側から外側に向かって徐々に円周方向長さが長くなる扇型をしている。また、係合部61の円周方向両端は、円周方向両側にある第2バネ8の内周側部分に係合可能となっている。係合部61の円周方向両側端面61aと第2バネ8の円周方向端部との間にはそれぞれ第3振り角度 $\theta_3$ だけの隙間が確保されている。この実施形態では、係合部61とそのR2側の第2バネ8との間の第3振り角度 $\theta_3$ は、約4°であり、R1側の第2バネ8との間の第3振り角度 $\theta_3$ は約1°である。第3振り角度 $\theta_3$ は、第1振り角度 $\theta_1$ から第2振り角度 $\theta_2$ を引いたものより大きい。この比較は円周方向の同じ側の角度同士で行っている。

【0037】1対の中間プレート11同士は、複数のピン62により相対回転不能になっている。ピン62は、胴部と、胴部から軸方向両側に延びる小径の突起部分から構成されている。1対の中間プレート11同士は、ピン62の胴部に軸方向から当接することによって、互いに対して軸方向に接近することが制限されている。突起部分は中間プレート11に形成された孔内に挿入されている。各中間プレート11と分離フランジ6との間には、それぞれスペーサ63が配置されている。スペーサ63は各中間プレート11の内周部と分離フランジ6の内周側環状部分との間に各々配置された環状のプレート部材である。スペーサ63にはピン62の胴部が挿入される孔が形成されており、ピン62と孔の係合によってスペーサ63は中間プレート11と一体回転するようになっている。スペーサ63において分離フランジ6に対向し当接する側の面には摩擦係数を減らすためのコーティングが施されている。分離フランジ6にはピン62が貫通する長孔69が形成されている。長孔69は、ピン62が分離フランジ6に対して回転方向に移動可能にするための孔である。

【0038】次に、摩擦機構を構成する各部材について説明する。第2摩擦ワッシャー72は、トランスミッション側の中間プレート11の内周部とリテーニングプレート22の内周部との間に配置されている。第2摩擦ワッシャー72は主に樹脂製の本体74と本体74にモールドされた摩擦板75とから構成されている。摩擦板75は、トランスミッション側の中間プレート11のトランスミッション側面に当接している。本体74の内周部からはトランスミッション側に係合部76が延びている。係合部76は、リテーニングプレート22に対して相対回転不能に係合されるとともに軸方向に係止されている。本体74の内周部トランスミッション側には複数の凹部77が形成されている。本体74とリテーニングプレート22の間には第2コンスプリング73が配置されている。第2コンスプリング73は、第2摩擦ワッシャー72の本体74とリテーニングプレート22との間で圧縮された状態で配置されている。これによ

り、第2摩擦ワッシャー72の摩擦板75は第1中間プレート11に強く圧接されている。第1摩擦ワッシャー79はフランジ54とリテーニングプレート22の内周部との間に配置されている。すなわち、第1摩擦ワッシャー79は第2摩擦ワッシャー72の内周側でかつボス52の外周側に配置されている。第1摩擦ワッシャー79は樹脂製である。第1摩擦ワッシャー79は、主に環状の本体81から構成されており、環状の本体81からは複数の突起82が半径方向外側に延びている。本体81はフランジ54に当接しており、複数の突起82は第2摩擦ワッシャー72の凹部77に相対回転不能に係合している。これにより、第1摩擦ワッシャー79は第2摩擦ワッシャー72を介してリテーニングプレート22と一体回転可能である。第1摩擦ワッシャー79とリテーニングプレート22の内周部との間には第1コンスプリング80が配置されている。第1コンスプリング80は第1摩擦ワッシャー79とリテーニングプレート22の内周部との間で軸方向に圧縮された状態で配置されている。なお、第1コンスプリング80の付勢力は第2コンスプリング73の付勢力より小さくなるように設計されている。また、第1摩擦ワッシャー79の摩擦面は樹脂部分であるため、第2摩擦ワッシャー72に比べて摩擦係数が小さくなっている。このため、第1摩擦ワッシャー79によって発生する摩擦（ヒステリシストルク）は第2摩擦ワッシャー72で発生する摩擦より大幅に小さくなっている。クラッチプレート21の内周部とフランジ54及び中間プレート11の内周部との間には第3摩擦ワッシャー85が配置されている。第3摩擦ワッシャー85は樹脂製の環状の部材である。第3摩擦ワッシャー85は、主に、環状の本体86から構成されている。環状の本体86のトランスミッション側には、外周側に摩擦板88が配置され、内周側には樹脂からなる摩擦面87が形成されている。摩擦板88はエンジン側の中間プレート11の内周部に当接している。樹脂製の摩擦面87はフランジ54のエンジン側面に当接している。さらに、第3摩擦ワッシャー85の内周部には、エンジン側に突出する環状の筒部90が形成されている。筒部90の内周面はボス52の外周面に摺動可能に当接している。また、本体86の外周側部分からは、回転方向に複数箇所においてエンジン側に突出する係合部89が形成されている。係合部89はクラッチプレート21に形成された孔内に係合され、これにより第3摩擦ワッシャー85はクラッチプレート21に対して相対回転不能係合するとともに軸方向に係止されている。以上に述べた摩擦機構において、第2摩擦ワッシャー72の摩擦板75及び第3摩擦ワッシャー85の摩擦板88と中間プレート11との間に比較的高いヒステリシストルクを発生する摩擦機構13が形成されている。さらに、第1摩擦ワッシャー79の本体81による摩擦面と第3摩擦ワッシャー85の樹脂摩擦面87とがフランジ

54との間に比較的低いヒステリシストルクを発生する摩擦機構15を形成している。

【0039】次に第2バネ8と第2ストッパー10における各構造の角度及びその関係について詳細に説明する。なお、以下に述べる「円周方向角度」とは、ある位置から他の位置までのクラッチディスク組立体1の回転軸Oを中心とした円周方向（クラッチディスク組立体1の回転方向）角度のことである。以下の説明で用いる角度の絶対値は図面に記載された本願発明の一例としてのクラッチディスク組立体1のものであり、本願発明はそれらの数値に限定されない。

【0040】各円周方向角度 $\theta A \sim \theta E$ は図6及び7に記載されている。図20に示すのは、各円周方向 $\theta A \sim \theta E$ の角度の関係を示す線図である。

$\theta A$ と $\theta C$ との関係

各突起49の円周方向角度 $\theta A$ は回転方向に隣接する突起49の隣接する円周方向端部間（すなわち回転方向に向き合うストッパー面50間）の円周方向角度 $\theta C$ より小さい。図20から明らかなように $\theta A$ と $\theta C$ は一方が大きくなれば他方が小さくなる関係にある。ここでは $\theta A$ を $\theta C$ に対して大幅に小さくすることで $\theta C$ を従来より大きく確保している。このように各突起49間の円周方向角度 $\theta C$ が広くなることにより、分離フランジ6とプレート21、22との間の振り角 $\theta E$ を広くすることが可能となっている。本願発明の一実施形態である図面に示したクラッチディスク組立体1では、各 $\theta A$ は $21^\circ$ であり、各 $\theta C$ は $69^\circ$ である。

【0041】 $\theta C$ は、 $40^\circ$ 以上あれば従来にない充分に優れた効果が得られ、 $50 \sim 80^\circ$ の範囲にある場合はさらに優れた効果が得られ、 $60 \sim 80^\circ$ の範囲にある場合は最も優れた効果が得られる。 $\theta C$ は $\theta A$ の2分の1以下であれば充分に優れた効果が得られる。 $\theta C$ は $\theta A$ の3分の1以下であればさらに優れた効果が得られる。図面の $\theta C/\theta A$ との比は $1:3.29$ である。この比は $1:2 \sim 6$ の範囲にあれば充分に優れた効果が得られ、 $1:2.5 \sim 5.5$ の範囲にあればさらに優れた効果が得られる。

$\theta C$ と $\theta D$ との関係

各板状連結部31（ストッパー部32）の円周方向角度 $\theta D$ は、前述の角度 $\theta C$ より遙かに小さくなっている。図20から明らかなように、 $\theta C$ から $\theta D$ を引いたものが、分離フランジ6とプレート21、22との間の最大振り角 $\theta E$ （ダンパー機構のストッパー角度）になっている。すなわち、このダンパー機構では最大振り角 $\theta E$ が従来より広がっている。図から明らかなように、 $\theta E$ を広くするためには、 $\theta C$ を大きくし、 $\theta D$ を小さくすることが必要であることがわかる。この実施形態においては $\theta D$ は $16^\circ$ になっている。 $\theta D$ は $20^\circ$ 以下であるのが好ましく、 $10 \sim 20^\circ$ の範囲にある

のがさらに好ましい。

【0042】 $\theta D$ が $\theta C$ の2分の1以下であれば、 $\theta D$ は充分に広く確保され、3分の1であればさらに $\theta E$ は広くなり、4分の1以下であれば $\theta E$ を最も広くできる。図面における $\theta D$ と $\theta E$ との比は1:4.31である。この比が1:2~6の範囲であれば $\theta E$ は充分に広く確保され、1:3~6の範囲にあればさらに $\theta E$ はさらに広くなり、1:3.5~5.0の範囲にあれば $\theta E$ は最も広くなる。

【0043】この実施形態では $\theta E$ は53°である。 $\theta E$ は20°以上であるのが好ましい。 $\theta E$ は30°以上であるのが好ましい。特に40~60°の範囲にあれば従来にない充分な広角化が達成されており、45~55°の範囲にあればさらに好ましい。最大振り角度 $\theta E$ が増大することにより以下の効果が得られる。広振り角が達成されると、ストッパトルクを低下させることなく、振り特性の二段目のばね（第2バネ8）の剛性を低くできる。この実施形態では従来に比べて第2バネ8の剛性を約50%程度まで低くしている。この結果、一段目から二段目に移行するときのショック（アクセル踏み込み時、最初の突き上げ感）が減少する。

【0044】なお、突起49は各突出部47又は窓孔45に対して回転方向に変位して形成されている。より具体的に説明すると、突起49の円周方向中心は突出部47又は窓孔41の円周方向中心からR1側にずれて配置されている。この結果、各突起49からストッパ面51までの角度は円周方向両側で異なっている。別の言い方では、ストッパ部32は回転方向に隣接する突起49の円周方向間でR2側にずれて配置されている。この結果、ストッパ部32とそのR1側の突起49との間の隙間角度 $\theta E1$ （ $\theta 4$ ）は、ストッパ部32とそのR2側の突起49との間の隙間角度 $\theta E2$ より大きい。

$\theta B$ と $\theta D$ との関係

分離フランジ6に形成された窓孔41は合計4つであり、各窓孔41の円周方向角度 $\theta B$ は50°以上ある。 $\theta B$ は当接部44の半径方向中間部同士間で測定されている。図面における $\theta B$ は61°である。この結果、回転方向に充分に長いつまり広角化したバネを用いることができる。 $\theta B$ は50~70°の範囲にあるのが好ましく、55~65°の範囲にあればさらに好ましい。

【0045】各突起49の円周方向角度 $\theta D$ は各窓孔41の円周方向角度 $\theta B$ より小さい。これは $\theta E$ の $\theta B$ に対する比が十分に大きいことを意味している。すなわち広角化した窓孔41及び第2バネ8に対してダンパー機構の最大振り角度を充分に広くすることによって、バネの機能を有効に利用し、さらに広振り角度・低振り剛性の特性を得られる。

【0046】 $\theta D$ が $\theta B$ の2分の1以下である場合は充分に優れた効果が得られ、3分の1以下である場合はさらに優れた効果が得られる。この実施形態では $\theta D$ と

$\theta B$ との比は1:3.81である。この比が1:2~4の範囲にある場合は $\theta E$ の $\theta B$ に対する比は充分に大きく、1:2.5~4.0の範囲にある場合は $\theta E$ の $\theta B$ に対する比はさらに大きくなり、1:2.75~3.75の範囲にある場合は $\theta E$ の $\theta B$ に対する比は最も大きくなる。

$\theta A$ と $\theta B$ との関係

突起49の円周方向角度 $\theta A$ は各窓孔41の円周方向角度 $\theta B$ より小さい。 $\theta A$ の $\theta B$ に対する比が従来より小さいということは、 $\theta C$ の $\theta B$ に対する比が従来より大きいことを示す。言い換えると、広角化した窓孔41に対して最大振り角度 $\theta E$ を広く確保する前提となる $\theta C$ の $\theta B$ に対する比が充分に大きい。各突起49の円周方向角度 $\theta A$ は窓孔41の円周方向角度 $\theta B$ の2/3以下であればよく、1/2以下であればより好ましく、1/3以下であればさらに好ましい。この実施形態における $\theta A$ と $\theta B$ との比は1:2.90である。 $\theta A$ と $\theta B$ との比は1:2~4の範囲にあるのが好ましく、1:2.5~4.0の範囲にあればより好ましく、1:2.75~3.75の範囲にあれば最も好ましい。なお、 $\theta C$ は $\theta B$ より大きくなっている。

$\theta B$ と $\theta E$ との関係

$\theta E$ と $\theta B$ は共に従来に比べて大きくなっており、これによりダンパー機構の最大振り角度が大きくなると共に第2バネ8の振り角度が広がっている。第2バネ8は大型化されることによって設計が容易になり、高性能（広振り角・低剛性）になっている。

【0047】 $\theta B$ と $\theta E$ を比較すると、 $\theta B$ が $\theta E$ に比べて大きい、その差はわずかしかない。すなわち、 $\theta E$ の $\theta B$ に対する比が充分に大きくなっている。これにより窓孔41すなわち第2バネ8の円周方向角度を広くした場合において、その広角度を充分に生かせる最大振り角度 $\theta E$ が確保されている。 $\theta B$ との $\theta E$ に対する比は1:1.13である。この比は1:1.0~1.3の範囲にあれば充分に優れた効果が得られ、1:1.1~1.2の範囲にある場合はさらに優れた効果が得られる。

窓孔41の半径方向長さ

このダンパー機構では、窓孔41の半径方向長さが分離フランジ6の半径方向長さ（外径）に比べて充分に大きくなっている。この結果、窓孔41に収容する第2バネ8の大型化が可能となっている。窓孔41の半径方向長さは分離フランジ6の外径の35%以上である。この割合が35~55%の範囲にある場合は充分に優れた効果を得ることができ、40~50%の範囲にある場合はさらに優れた効果を得ることができる。

【0048】次に、図8を用いてクラッチディスク組立体1の構成についてさらに詳細に説明する。図8はクラッチディスク組立体1のダンパー機構の機械回路図である。この機械回路図は、ダンパー機構を模式的に描いた

ものであり、出力回転体3を入力回転体2に対して一方  
向（例えばR2側）に振った時の各部材の動作や関係を  
説明するための図である。図から明らかなように、入力  
回転体2と出力回転体3との間には、ダンパー機構を構  
成するための複数の部材が配置されている。分離フラン  
ジ6は、入力回転体2と出力回転体3との間に配置され  
ている。分離フランジ6は出力回転体3とに第1バネ7  
を介して回転方向に弾性的に連結されている。また、分  
離フランジ6と出力回転体3との間には第1ストッパー  
9が形成されている。第1ストッパー9における第1振  
10 じり角度 $\theta 1$ の間で第1バネ7は圧縮可能である。分離  
フランジ6は入力回転体2に対して第2バネ8を介して  
回転方向に弾性的に連結されている。また、分離フラン  
ジ6と入力回転体2との間に第2ストッパー10が形成  
されている。第2ストッパー10における第4振じり角  
度 $\theta 4$ の間で第2バネ8は圧縮可能となっている。以上  
に述べたように、入力回転体2と出力回転体3は直列に  
配置された第1バネ7と第2バネ8とにより回転方向に  
弾性的に連結されている。ここでは、分離フランジ6は  
2種類のバネの間に配置された中間部材として機能して  
いる。また、以上に述べた構造は、並列に配置された第  
1バネ7及び第1ストッパー9からなるダンパーと、並  
列に配置された第2バネ8と第2ストッパー10からな  
るダンパーとが、直列に配置された構造として見るこ  
とができる。また、以上に述べた構造を入力回転体2と  
出力回転体3とを回転方向に弾性的に連結する第1ダン  
パー機構4として考えることができる。第1バネ7全体の  
剛性は第2バネ8の全体の剛性より遙かに小さく設定さ  
れている。そのため、第1振じり角度 $\theta 1$ までの振じり  
30 角度の範囲では第2バネ8はほとんど回転方向に圧縮さ  
れない。

【0049】中間プレート11は、入力回転体2と出力  
回転体3との間に配置されている。中間プレート11  
は、その一部が第2バネ8に対して係合可能な構成とな  
っている。中間プレート11は、出力回転体3との間に  
第2振じり角度 $\theta 2$ だけの隙間を有する第3ストッパー  
12を構成している。この第3ストッパー12は、後述  
する一段目範囲での微小振じり振動が入力された際に  
出力回転体3と中間プレート11との間で相対回転を許容  
するための隙間である。また、中間プレート11は、摩  
40 擦機構13を介して入力回転体2に回転方向に摩擦係合  
している。さらに、中間プレート11は、係合部61が  
第2バネ8の円周方向端部に第3振じり角度 $\theta 4$ だけの  
隙間を空けて配置されている。以上に述べた中間プレ  
ート11は、直列に配置された第3ストッパー12と摩擦  
機構13を構成することで入力回転体2と出力回転体3  
とを回転方向に連結する第2ダンパー機構5を実現して  
いる。第2ダンパー機構5は第1ダンパー機構4と並列  
に作用するように配置されている。

【0050】次に、図8におけるダンパー機構の各角度 50

$\theta 1 \sim \theta 4$ の関係について説明する。ここでの角度は出  
力回転体3から入力回転体2を負側に見た各角度である  
（入力回転体2から出力回転体3を正側に見ている）。  
第1振じり角度 $\theta 1$ は第1バネ7におけるダンパー機構  
の正側最大振じり角度であり、第2ストッパー10にお  
ける第4振じり角度 $\theta 4$ は第2バネ8におけるダンパー  
機構の正側最大振じり角度 $\theta E 1$ である。第1振じり角  
度 $\theta 1$ と第4振じり角度 $\theta 4$ との合計がクラッチディス  
ク組立体1全体としてのダンパー機構の正側最大振じり  
角度である。第2振じり角度 $\theta 2$ は第1振じり角度 $\theta 1$   
と等しい又はそれ未満である必要がある。この実施形態  
では、例えば第1振じり角度 $\theta 1$ は $5^\circ$ であり、第2振  
じり角度 $\theta 2$ は $2^\circ$ である。第1振じり角度 $\theta 1$ から第  
2振じり角度 $\theta 2$ を引いたその差は第3振じり角度 $\theta 3$   
より小さい必要がある。第1振じり角度 $\theta 1$ から第2振  
じり角度 $\theta 2$ を引いたその差をさらに第3振じり角度 $\theta 3$   
から引いたものが、振じり特性の二段目において微小  
振じり振動が入力された時の摩擦機構13を作動させない  
ための隙間角度Aとなっている。隙間角度Aはこの実  
20 施形態では $1^\circ$ であるが、 $1 \sim 2^\circ$ の範囲にあることが  
好ましい。正負両側の第2振じり角度 $\theta 2$ の合計が、振  
じり特性の一段目において微小振じり振動が入力された  
時の摩擦機構13を作動させないための合計隙間角度B  
になる。この実施形態では第2振じり角度 $\theta 2$ は正負共  
に $2^\circ$ であり、合計隙間角度Bは $4^\circ$ になる。合計隙間  
角度Bは隙間角度Aより大きいことが好ましく、2倍以  
上あるのが望ましい。合計隙間角度Bは $3 \sim 5^\circ$ 範囲に  
あれば優れた効果が得られる。

【0051】また、図8に示すように、入力回転体2と  
出力回転体3との間には摩擦機構15が設けられてい  
る。摩擦機構15は、入力回転体2と出力回転体3が相  
対回転する際には常に滑りが生じるようになっている。  
この実施形態では摩擦機構15は主に第1及び第2摩擦  
ワッシャー72、85によって構成されているが、他の  
部材によって構成されていても良い。また摩擦機構15  
で発生するヒステリシストルクは場合によっては最大限  
低いことが望ましい。

【0052】次に、図8～図18の機械回路図及び図1  
9の振じり特性線図を用いてクラッチディスク組立体1  
のダンパー機構の特性を説明する。なお、この振じり特  
性線図は入力回転体2と出力回転体3とを正負の最大振  
じり角度間で振った場合の振じり角度とトルクとの関係  
を表している。図8及び図15は入力回転体2と出力回  
転体3とが静止状態にある状態を示すものであり、図1  
9の振じり特性線図には現れていない。図9～14は出  
力回転体3が入力回転体2に対して0度よりR2側に振  
れているときの動作（すなわち入力回転体2が出力回  
転体3に対して0度よりR1側（正側）に振れている）を  
説明するための図である。なお、図9～図13は正側領  
域で正側に変化しているときの状態を説明し、図14は

正側領域で負側に変化しているときの状態を説明している。図16～図18は出力回転体3が入力回転体2に対して0度よりR1側（正側）に振れているときの動作（すなわち入力回転2が出力回転体3に対して0度よりR2側（負側）に振れている）を説明するための図である。なお、図16及び図17は負側領域で負側に変化しているときの状態を説明し、図18は負側領域で正側に変化しているときの状態を説明している。

【0053】図9は振じり特性の0°において負側から正側に振れる時の図である。このとき、図8の静止状態に比べて中間プレート11は出力回転体3側（R1側）に1°だけずれて配置されている。このため、中間プレート11の係合部61と第2バネ8との間の隙間は第3振じり角度 $\theta 3 + 1^\circ$ （5°）になっている。振じり角度が1°になると、図9の状態から出力回転体3が入力回転体2に対してR2側に1°変位し、図10に示すように出力回転体3の外周歯55が中間プレート11の内周歯66に当接する。以後振じり角度が1°から5°までの間は、図11に示すように、第1バネ7が出力回転体3と分離フランジ6との間で圧縮され、摩擦機構13で滑りが生じる。この結果、1°から5°までの一段目範囲で低剛性・高ヒステリシストルクの特性が得られる。図12に示すように振じり角度が第1振じり角度 $\theta 1$ （5°）になると、出力回転体3の外周歯55が分離フランジ6の内周歯59に当接する。この結果、5°から正側最大振じり角度 $\theta 4$ （ $\theta E1$ ）までの二段目範囲では、図13（8°）に示すように、第2バネ8が分離フランジ6と入力回転体2との間で圧縮される。その結果、高剛性・高ヒステリシストルクの特性が得られる。図13に示す状態では、中間プレート11の係合部61と第2バネ8の端部との間には隙間角度B（1°）の隙間が確保されている。この隙間角度Bは図8に示す静止時における第1振じり角度 $\theta 1$ （5°）から第2振じり角度 $\theta 2$ （2°）を引いたもの（3°）をさらに第3振じり角度 $\theta 3$ （4°）から引いた残り（1°）に相当する。

【0054】振じり角度が最大限になり続いて負側に戻るとき、図13の状態から第2バネ8が圧縮状態から分離フランジ6を押しながら伸び、図14に示すようにその端部が中間プレート11の係合部61に当接する。第2バネ8の端部が係合部61に当接するまでの1°の範囲では摩擦機構13では滑りが生じない。第2バネ8は分離フランジ6とともに中間プレート11を押している。このため、中間プレート11は出力回転体3に対して1°だけR1側に変位した状態を保つ。

【0055】振じり角度が5°になると、第2バネ8は自由長状態となり、続いて第1バネ7の伸びが始まる。このとき、図14に示すように、中間プレート11は出力回転体3に対してR1側に1°ずれて配置されているため、第1バネ7の伸びが開始されてから出力回転体3

が中間プレート11に対して $\theta 2 + 1^\circ$ （3°）移動するまでは低剛性・低ヒステリシストルクの特性が得られる。すなわち、5°から2°までの間に摩擦機構13は滑りを生じない。続いて2°になると出力回転体3が中間プレート11をR1側に移動させ、これにより図16に示すように中間プレート11は第2バネ8の端部から離れると共に摩擦機構13において滑りを発生させる。この結果、2°から-2°までの一段目範囲に低剛性・高ヒステリシストルクの特性が得られる。なお、振じり角度が0°以下になると、図16に示すように、出力回転体3と分離フランジ6との間で第1バネ7が圧縮される。振じり角度が-2°を越えると、第2ストッパ9が当接し、第2バネ8が分離フランジ6と入力回転体2との間で圧縮される。第1ストッパ9が反対側で当接し、これ以降は中間プレート11と入力回転体2との間で第2バネ8が圧縮される。この結果、負側の二段目において高剛性・高ヒステリシストルクの特性が得られる。二段目において負側に振られて再び正側に戻るときは、図18に示すように第2バネ8は分離フランジ6と中間プレート11とを押している。このとき、摩擦機構13が滑ることで高ヒステリシストルクが発生している。なお、この戻り状態において中間プレート11は出力回転体3に対してR1側に1°ずれている。振じり角度が-2°になると、第2バネ8の伸びが停止し、次に第1バネ7の伸びが開始される。ここでは $\theta 2 + 1^\circ$ （3°）の大きさすなわち-2°から1°までの範囲では第1バネ7は出力回転体3を押すが中間プレート11は入力回転体2に対して滑らず高ヒステリシストルクが発生しない。

【0056】次に、具体的にクラッチディスク組立体1に振動が入力された時の振じり特性の変化について説明する。車輻の前後振動のように振幅の大きな振じり振動が発生すると、振じり角度は図19の特性で示す正負の二段目間で変動を繰り返す。このとき、一段目と二段目の両方で高ヒステリシストルクが発生しているので、車輻の前後振動は速やかに減衰される。

【0057】次に、例えば通常走行時（例えば図13に示すような正側二段目範囲）においてエンジンの燃焼振動に起因する微小振じり振動がクラッチディスク組立体1に入力されたとする。このとき、図13に示す状態から、出力回転体3と入力回転体2とは隙間角度 $A = \theta 3 - (\theta 1 - \theta 2) = 1^\circ$ の範囲内で摩擦機構13を作用させずに相対回転可能である。すなわち、図19のCに示すように隙間角度A（摩擦抑制機構）範囲内では第2バネ8が作動するが、摩擦機構13では滑りが生じない。この結果、走行時ラトル、こもり音の原因となる微小振じり振動を効果的に吸収できる。

【0058】次に、アイドル時振動等の微小振動がクラッチディスク組立体1に入力された場合の動作について説明する。このときは正負一段目範囲（-2°～5°、

## 21

例えば図9、図10、図11)でダンパー機構が作動する。例えば図9の状態から、微小振動が入力されると、出力回転体3は分離フランジ6、中間プレート11及び入力回転体2に対して相対回転する。このとき、第1バネ7が作動し、摩擦機構13では滑りが生じない。このときのダンパー機構の振り角度の大きさは第3ストッパ12における合計隙間角度 $B(4^\circ)$ 以下である。

【0059】一段目範囲で低剛性・低ヒステリシストルクを実現することで、定常歯打音レベルが向上している。一段目範囲で低剛性・低ヒステリシストルクを進めると、ジャンピング現象が生じることが考えられるものの、このクラッチディスク組立体1では、一段目範囲の両側に高ヒステリシストルクの領域を設ける事でジャンピング現象を抑制している。ここでいうジャンピング現象とは、二段目の壁に正負ともに跳ね返され、一段目全域にわたる振動に発展する現象であり、定常の歯打音よりレベルの高い音が発生する現象をいう。

【0060】以上に述べたように、摩擦機構13は、入力回転体2と出力回転体3とを回転方向に摩擦係合し、一段目範囲と二段目範囲で滑り発生可能な機構である。また、第3ストッパ12における第2振り角度 $\theta_2$ の隙間及び第4ストッパ14における第3振り角度 $\theta_3$ の隙間はそれぞれ一段目範囲と二段目範囲で所定トルク以下の振り振動に対して摩擦機構13で滑りを生じさせない摩擦抑制手段として機能している。さらに、第2ダンパー機構5全体は、入力回転体2と出力回転体3とを回転方向に摩擦係合し、一段目範囲と二段目範囲で所定トルク以下の振り振動に対しては滑らず、所定トルク以上の振り振動に対しては滑ることで摩擦が発生する摩擦機構であると考えても良い。さらに、第3ストッパ12は一段目範囲で所定トルク以下の振り振動が入力された時に摩擦機構13に滑りを生じさせない第1摩擦抑制機構であり、第4ストッパ14は二段目範囲で所定トルク以下の振り振動が入力された時に摩擦機構13に滑りを生じさせない第2摩擦抑制機構であると考えても良い。

【0061】このクラッチディスク組立体1に示すように、従来のストッピンに代わる板状連結部31によって振り角度二段目範囲の広角化を達成することにより、エンジン回転数における共振点が低回転側に移行する。さらに高ヒステリシストルクによって共振点のピークを低減できる。さらに、振り角度二段目範囲で低剛性化に微小振動に対して高ヒステリシストルクを発生させない構造を加えることにより、走行時ラトルやこもり音を低減できる。

〔振り特性2段目領域の低剛性化と振り特性2段目領域における微小振動に対する低ヒステリシストルク発生構造の組み合わせ〕上記クラッチディスク組立体1において、板状連結部31を用いることで全体の振り角度、特に、2段目領域の振り角度を従来に比べて大幅

## 22

に広くできている。この最大振り角度は20度以上あることが好ましく、30度以上あればさらによく、40度以上であれば最も好ましい。この実施形態では、正負を合わせた最大振り角度は約60度ある。また、正側の振り角度は35度程度であり、負側の振り角度は25度程度である。さらに、正側の2段目領域は30度以上を確保されている。このように従来に比べて振り角度が大きく確保されることにより、2段目領域の振り剛性が大幅に低くなっている。そのうえ、ストッパトルクの大きさが従来と同程度であるとすれば、振り角度の大きさに比例して振り剛性が低くなっていく。ここでのストッパトルクは、18.4~21.0kgf・mの範囲にある。また、振り剛性は0.71kgf・m/°であり、好ましくは0.6~0.8kgf・m/°の範囲にある。この振り剛性は1.5kgf・m/°以下であれば従来に比べて効果があり、1.0kgf・m/°以下であればさらに好ましい。

【0062】以上のように、振り特性2段目領域の振り角度を広くすることによって実現された低剛性化は、以下の効果を有している。第1に、1段目領域から2段目領域に移行する際に生じる突き上げ感が減少している。この突き上げ感は、アクセル踏み込み時に最初を感じるショックである。第2に、低剛性化により駆動系振り共振周波数をエンジンの実用回転域より低く設定できる。この結果、走行時における駆動系歯打ち音やこもり音が低減される。

【0063】さらに、本発明においては、2段目領域において微小振り振動が入力された際に生じるヒステリシストルクが従来に比べて大幅に小さくなっている。たとえば、この実施形態では0.06kgf・mである。このヒステリシストルクの大きさは0.04~0.08kgf・mの範囲にあるのが好ましく、0.02kgf・m以下であれば従来に比べて優れており、0.01kgf・m以下でさらに好ましい。また、このヒステリシストルクの大きさは振り特性2段目領域でトルクが大きく振り角度が大きな振動の際に生じるヒステリシストルクの大きさに対して0.04の大きさになっている。この比は0.15以下であれば好ましく、0.10以下であればさらに好ましい。さらには、この比は0.03~0.05の範囲にあると最も優れた効果が得られる。このように微小振り振動に対して生じるヒステリシストルクを十分に低くしたことが、前述の2段目領域の低剛性化と伴って、微小振り振動に対して低剛性・低ヒステリシストルクの優れた特性を実現している。この結果、通常走行時の駆動系歯打ち音やこもり音を従来に比べて大幅に低減している。

【0064】

〔発明の効果〕本発明に係るダンパー機構では、最大振り角度を広くすることにより、振り特性の2段目領域における振り剛性を大幅に低くできる。その上、振



じり特性2段目領域において所定トルク以下の振じり振動が入力されたときに生じるヒステリシストルクが従来に比べて小さい。このようにして、低振じり剛性と手ヒステリシストルクの組み合わせによって、走行時における駆動系歯打ち音及びこもり音が大幅に低減される。

【図面の簡単な説明】

【図1】クラッチディスク組立体の縦断面図。

【図2】クラッチディスク組立体の平面図。

【図3】図2の拡大図。

【図4】各部品分解断面図。

【図5】ハブと分離フランジ及び中間プレートとの係合を示すための平面図。

【図6】各部分の掘じり角度の関係を説明するための平面図。

【図7】各部分の掘り角度の関係を説明するための平面図。

【図8】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図9】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図10】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図11】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図12】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図13】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図14】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図15】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図16】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図17】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図18】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図19】クラッチディスク組立体の振じり特性線図。

10 【図20】クラッチディスク組立体の各振じり角度の関係を説明するための線図。

【符号の説明】

## 1 クラッチディスク組立体

## 2 入力回転体（第1回転体）

### 3 出力回転体（第2回転体）

#### 4 第1ダンパー機構

## 5 第2ダンパー機構

## 6 分離フランジ

### 7 第1バネ（第2弾性部材）

20 8 第2バネ (第1弾性部材)

## 9 第1ストッパー

## 10 第2ストッパー

## 11 中間プレート

## 12 第3ストッパー

### 1.3 摩擦機構

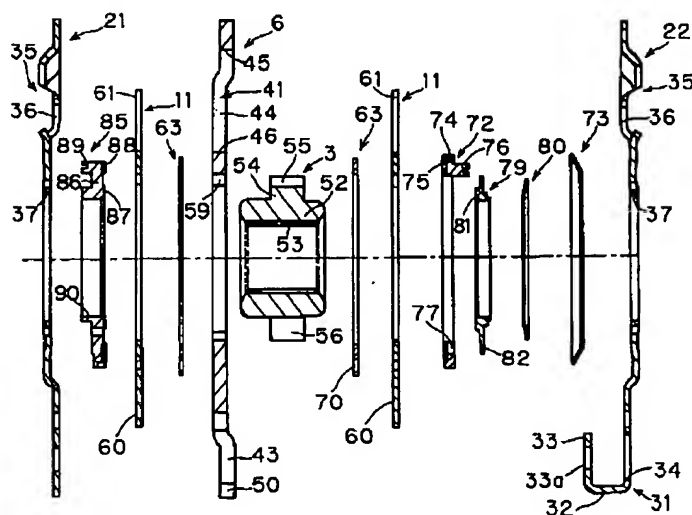
#### 14 第4ストッパー

## 2.1 クラッチプレート

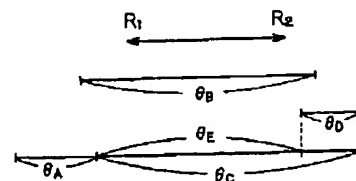
## 2.2 リテーニングプレート

### 3.1 板状連結部

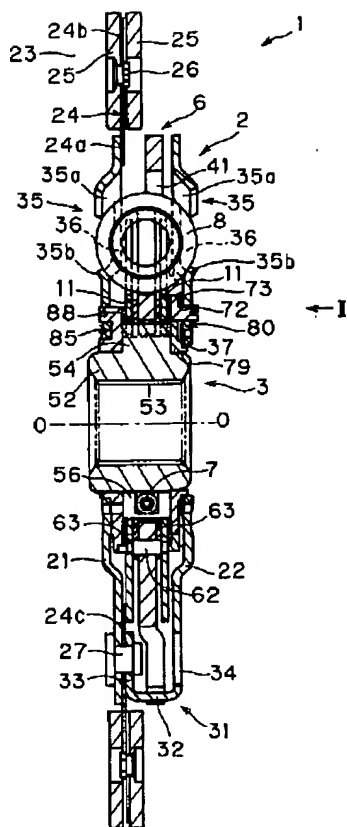
【图4】



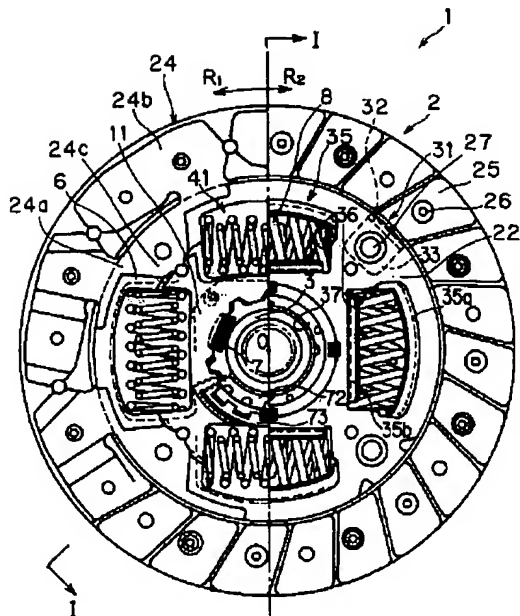
【図20】



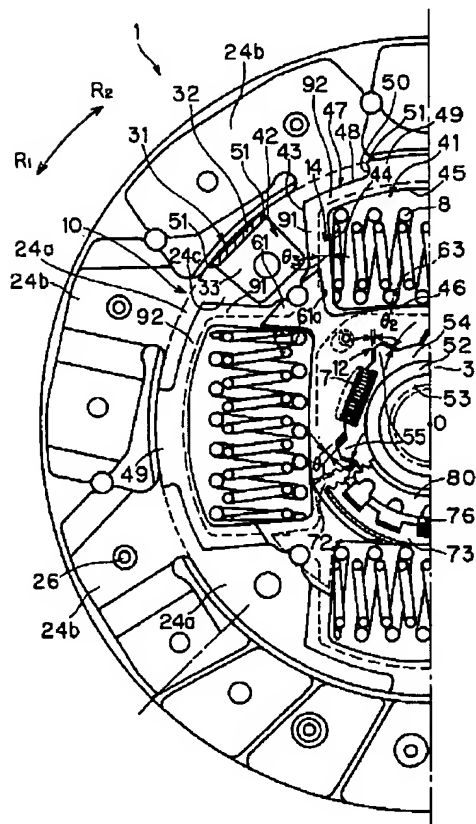
【図1】



【図2】

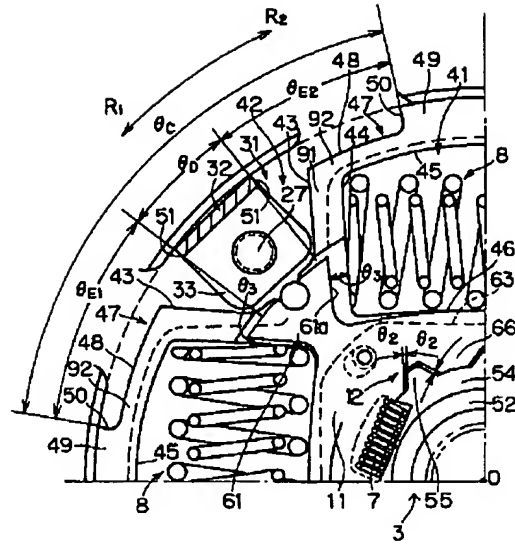


【図3】

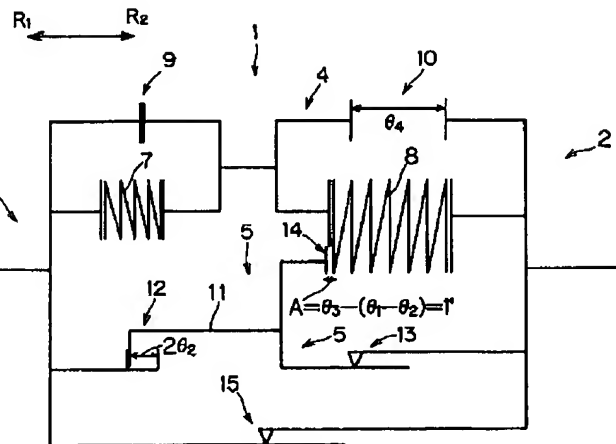




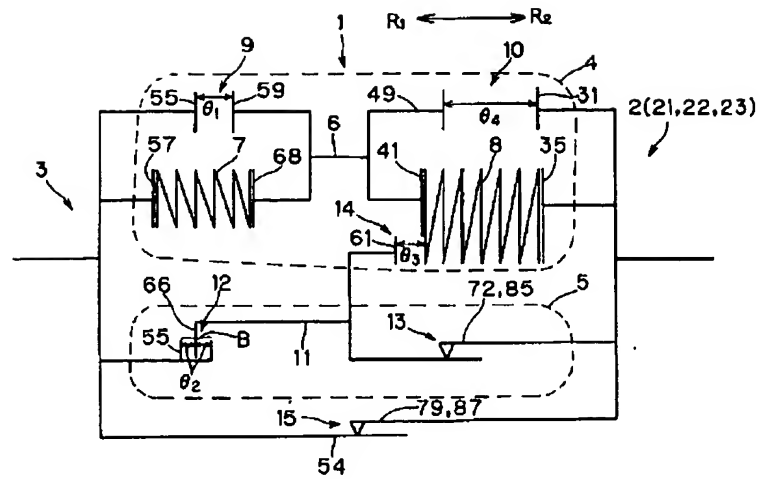
【図6】



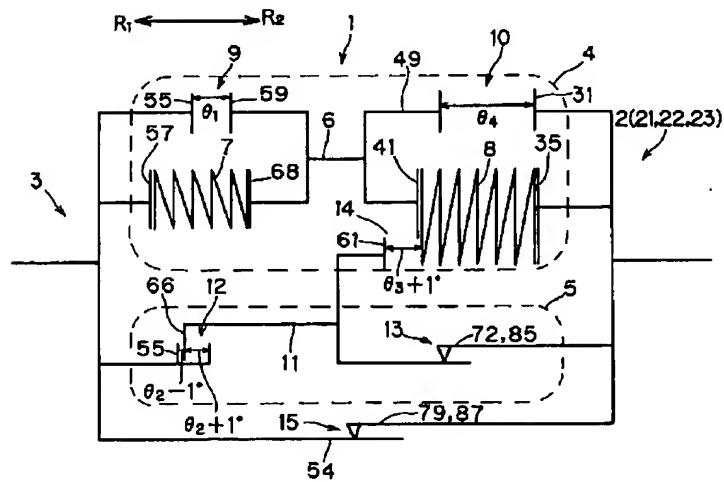
【图 12】



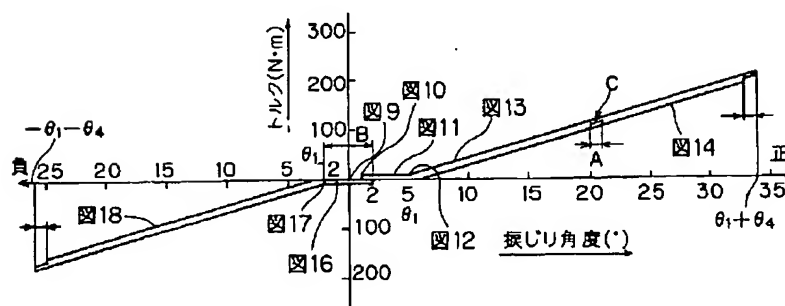
【図8】



【図9】

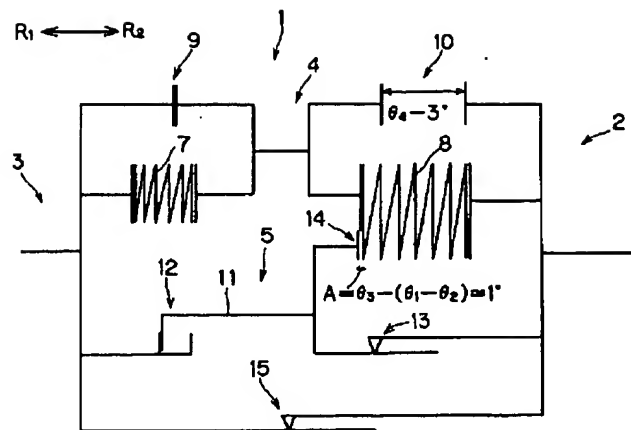


【図19】

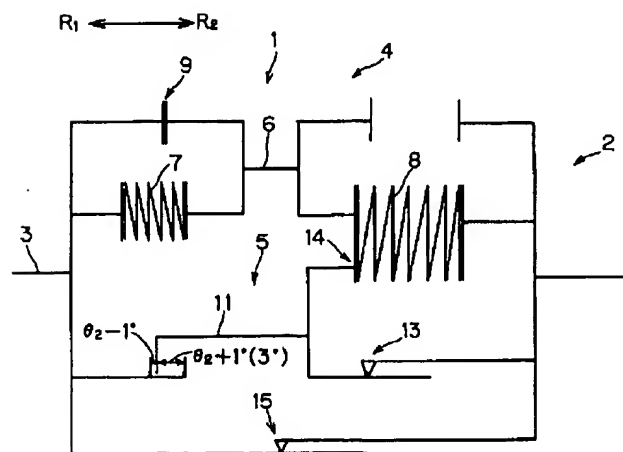




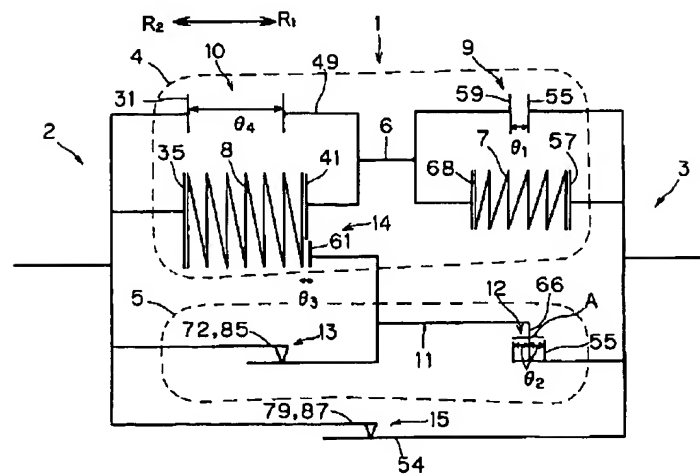
【図13】



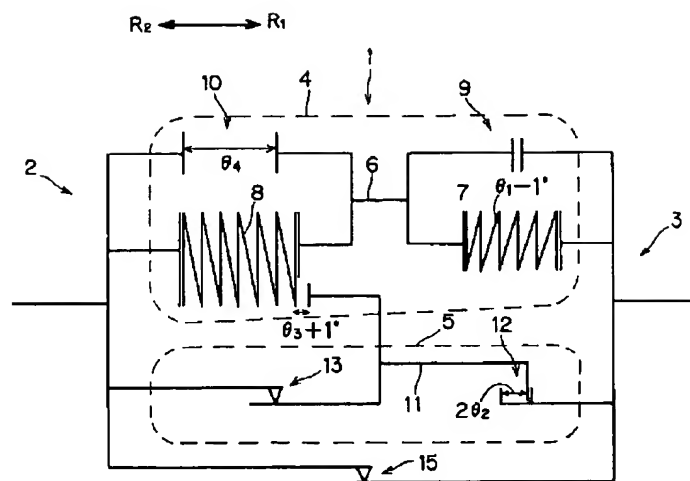
【図14】



【図15】



【図16】



【図17】

